

AUTOMATIZACIÓN DE UN EQUIPO PARA APLICAR VIBRACIONES CIRCULARES AL TALLO DEL CAFETO¹

Jhon Arbey Henao-Sepúlveda; Fabiola Angulo-García*; Carlos Eugenio Oliveros-Tascón**

RESUMEN

HENAO G., J.A.; ANGULO G., F., OLIVEROS T., C.E. Automatización de un equipo para aplicar vibraciones circulares al tallo del cafeto. Cenicafé 53(2):81-92.2002

En Cenicafé se desarrolló y evaluó un cosechador de café mediante la aplicación de vibraciones circulares al tallo con el cual se observaron importantes variaciones en la frecuencia de vibración, las cuales podrían ser responsables del inesperado e indeseable desprendimiento de frutos verdes (Ramírez, 1999). En esta investigación se estudió el desarrollo de un sistema automatizado basado en computador que permite regular las variables velocidad, excentricidad y tiempo de aplicación del equipo vibrador, con el propósito de evitar la ocurrencia de esas oscilaciones. También se muestra el procedimiento utilizado para poner en funcionamiento un sistema que permite adquirir y registrar información sobre la aceleración de la vibración a la que está siendo sometido el árbol, para ser analizada posteriormente. De este modo el sistema presenta la posibilidad de entregar distintos patrones de vibración y recoger información acerca de la aceleración producida en el árbol de café.

Palabras claves: Cosecha de café, vibraciones circulares, café, control de velocidad, excentricidad variable.

ABSTRACT

At Cenicafé a coffee harvester was implemented and assessed by applying circular vibrations on coffee trunks in which important variations in the vibration sequence were observed. Such variations could be responsible for the unexpected and undesirable detachment of green berries (Ramírez, 1999). In this research a computer-based, automatic system that permits to regulate the speed and eccentricity variables as well as application time of the vibrating equipment was studied in order to avoid these oscillations occurrence. The procedure utilized for putting into operation a system that allows acquiring and registering information about the vibration speed that is being applied to the trees is also shown and later analyzed. Thus, the system exhibits the possibility of delivering different vibration patterns and selecting information about the acceleration produced in the coffee trees.

Keywords: Coffee harvest, circular vibrations, Coffee, control of rotation, variable eccentricity

¹ Fragmento de la tesis "Automatización de un equipo para aplicar vibraciones circulares al tallo del cafeto" presentado por el primer autor a la Universidad Nacional sede Manizales para optar al título de Ingeniero Electrónico.

* Profesora Universidad Nacional de Colombia, Sede Manizales

** Investigador Principal I. Ingeniería Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café, Cenicafé. Chinchina, Caldas, Colombia

La recolección de frutos de café mediante la aplicación de vibraciones al tallo presenta características favorables para incrementar la productividad en las labores de cosecha, con lo cual se podrían generar beneficios económicos al sector cafetero. Por las características topográficas (pendientes altas) y condiciones climáticas (alta precipitación) de la mayoría de las zonas cafeteras colombianas en la época de la cosecha, la recolección mecánica de café se considera factible con el empleo de equipos portátiles, de fácil uso y de bajo peso. Al igual que en otros cultivos, la mecanización de la cosecha del café se considera un factor importante que puede contribuir a disminuir los costos de producción y reducir la necesidad de empleo de mano de obra (9).

Entre 1960 y 1969 se realizaron investigaciones en Hawai relacionadas con la cosecha mecanizada de café aplicando vibraciones. Se utilizaron dispositivos vibradores de masas excéntricas y se estudió la respuesta dinámica del árbol sometido a vibraciones mecánicas, con el fin de generar criterios a tener en cuenta para el diseño y la operación de éstos (5, 15).

En Cuba, Martínez *et al.* (8) determinaron los valores más apropiados de los parámetros amplitud, frecuencia, dirección de vibraciones y tiempo, para desprender selectivamente frutos maduros de café variedad Caturra aplicando vibraciones unidireccionales al tallo.

En los estudios adelantados en Cenicafé desde 1996 se han explorado diferentes principios para el desprendimiento de los frutos. El más extensamente estudiado es la aplicación de vibraciones forzadas circulares y multidireccionales al tallo del árbol (2, 7, 13). En los prototipos construidos la vibración se produce por la rotación de masas desbalanceadas, las cuales generan fuerzas inerciales que ocasionan el desprendimiento de

los frutos en las uniones del fruto con el pedúnculo (principalmente los frutos maduros) o en la unión del pedúnculo con el tallito o eje principal (principalmente los frutos inmaduros). El daño a la corteza en el punto de acople al vibrador, en el caso de vibradores del tallo, y el desprendimiento de un porcentaje importante de frutos verdes (superior al 10%) son dos limitantes importantes observadas en los estudios realizados en Cenicafé.

Affeldt *et al.* (1), consideraron que los estados transitorios que ocurren al inicio y al final en los vibradores utilizados en cosecha de frutales pueden generar esfuerzos que probablemente ocasionan daños en la corteza del árbol y el desprendimiento de frutos inmaduros.

Los primeros vibradores usados para realizar cosecha mecánica de productos agrícolas fueron del tipo biela-manivela. Posteriormente, se emplearon vibradores con masas excéntricas rotativas para aplicar vibraciones al tronco para la recolección de la aceituna en España (11, 12, 14). Entre 1960 y 1969, en Hawai se desarrollaron investigaciones tendientes a mecanizar las labores de cosecha del café sin lograr aplicaciones prácticas de los resultados obtenidos. Según Wang (16), un criterio importante para el diseño de un cosechador mecánico por vibración es la frecuencia natural del sistema fruto-pedúnculo, pues al excitar todo el árbol con dicha frecuencia este sistema responde con la máxima amplitud y los esfuerzos internos inducidos mediante la vibración forzada facilitan el desprendimiento de los frutos.

Es importante determinar la mejor combinación de los parámetros frecuencia, amplitud, tiempo de aplicación y patrón de vibración (orbital, unidireccional o multidireccional) para vibrar un árbol, con el fin de obtener el mayor desprendimiento selectivo de frutos maduros con ausencia de

daños en la corteza en el punto de acople. Para un determinado tipo de vibración esta combinación puede variar notoriamente de un árbol a otro, dependiendo principalmente de su estructura (propiedades físico-mecánicas del tallo, ramas, y sistema fruto-pedúnculo), la cantidad de frutos maduros presentes y su distribución en el árbol.

Ciro (4), aplicando vibraciones a la rama encontró que a medida que se incrementan la amplitud y la frecuencia se desprende un mayor porcentaje de frutos maduros y verdes, y para un mismo valor de frecuencia el desprendimiento es mayor en la medida en que se incrementa la amplitud de vibración. También determinó los valores de frecuencias naturales del sistema fruto-pedúnculo en el primer modo de vibración para los frutos maduros, pintones y verdes siendo éstos 25,1Hz, 25,4Hz y 27,0Hz, respectivamente.

Los vibradores de tronco transmiten al árbol las fuerzas generadas por una o varias masas excéntricas girando a altas velocidades. Los vibradores de tronco pueden ser circulares y multidireccionales.

En el vibrador orbital o circular, la generación del movimiento (Figura 1) es muy simple: una masa excéntrica m gira con una velocidad angular

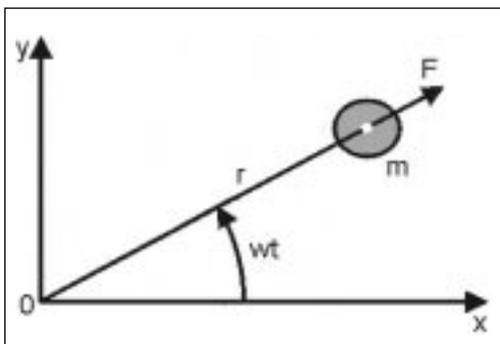


Figura 1. Vibrador orbital.

constante (w) y la fuerza centrífuga F resultante es de la forma:

$$F = m r w^2 e^{iwt} \quad \ll 1 \gg$$

$$F_x = m r w^2 \cos(wt) \quad \ll 2 \gg$$

$$F_y = m r w^2 \sin(wt) \quad \ll 3 \gg$$

Donde:

F es la fuerza centrífuga resultante

F_x es la componente en x de la fuerza F

F_y es la componente en y de la fuerza F

m es la masa de la excéntrica

r es la excentricidad

w es la velocidad angular de la masa m

a es la aceleración de la masa m

En Cenicafé Ramírez *et al.* (13), construyeron y evaluaron un equipo portátil para aplicar vibraciones circulares al tallo del cafeto, empleando como fuente de potencia un motocultor (pequeño tractor de dos ruedas) de 10,3kW (14HP). El equipo vibrador consta de un cilindro hidráulico para sujetar el vibrador al tallo y de un motor hidráulico para accionar la masa excéntrica. El cilindro y el motor se manejan mediante válvulas On/Off activadas por palancas. El control de velocidad del motor hidráulico se hace en forma manual y por tanto, depende de una calibración inicial. Observaciones posteriores indicaron que las variaciones de velocidad en el motor eran de importancia y que la velocidad inicialmente calibrada no se mantenía durante el tiempo de vibración. Concluyeron de la evaluación del equipo que los parámetros más adecuados para hacer vibrar un árbol de café de la variedad Colombia con un equipo inercial de vibración circular son: frecuencia 33,3Hz, excentricidad 2,5cm y tiempo de aplicación de 20 segundos.

Gil (6), menciona que en los equipos utilizados para la cosecha de frutales la vibración inicia partiendo de las masas excéntricas en reposo y las condiciones de asentamiento (o

de régimen) se alcanzan en pocos segundos (6 en fracción de segundos, dependiendo del equipo). Al suspender el flujo de aceite de alta presión al motor hidráulico para terminar la vibración, las masas continúan rotando hasta detenerse completamente. Cada subestructura del árbol (tronco, ramas, fruto, pedúnculo) tiene una frecuencia de resonancia a la cual la amplitud del movimiento y la posibilidad de ruptura es máxima. Para el caso de los frutos maduros la frecuencia de 25Hz es la más favorable para provocar la rotura de la unión pedúnculo-fruto (4). A menores frecuencias otras estructuras como ramas y el tallo pueden entrar en resonancia permitiendo el desprendimiento de frutos inmaduros y, dependiendo del diseño del sistema de sujeción al tronco, daños en la corteza del árbol.

Affeldt *et al.* (1), registraron desplazamientos transitorios en el sistema de sujeción al tallo que ocurren durante la vibración, los cuales pueden generar fatigas en la corteza del árbol excediendo los límites soportables. Para eliminar estos desplazamientos transitorios proponen que la fuerza sea generada sólo cuando la frecuencia esté por fuera de cualquier baja frecuencia natural del árbol.

MATERIALES Y MÉTODOS

Diseño y establecimiento del sistema de monitoreo y control. La Figura 2 muestra el diagrama de bloques del sistema general de monitoreo y control del equipo generador de vibraciones.

Se controlaron las variables primarias de un vibrador circular del tallo de café: frecuencia, excentricidad y tiempo de aplicación. Se mantuvo una frecuencia determinada de vibración a una excentricidad deseada durante un tiempo específico.

En la Figura 3 se presenta el equipo para aplicar vibraciones circulares al árbol de café desarrollado en Cenicafé por Ramírez *et al.* (13). El prototipo construido en plásticos de ingeniería de alta resistencia cuenta con un cilindro hidráulico que sirve para acoplar el equipo al tallo del árbol a través de un sistema de mordazas. La vibración es generada a través de una masa desbalanceada acoplada a un motor hidráulico.

Fuente de potencia. La potencia necesaria para aplicar la vibración al árbol de café es dada por

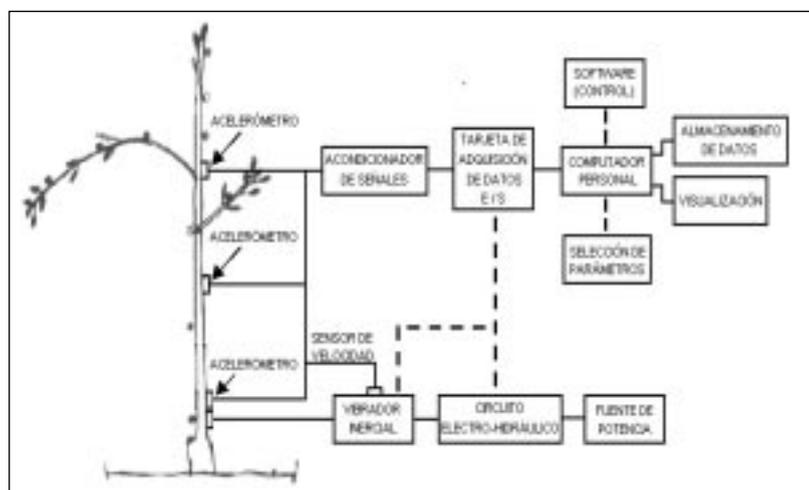


Figura 2. Diagrama de bloques del proceso automatizado

un motocultor DAE-DONG (Figura 4a), al cual se le adaptó un sistema de potencia hidráulica (Figura 4b) constituido por una bomba y un tanque para el almacenamiento del aceite hidráulico. Este sistema se encarga de entregar el aceite a una presión y a un caudal determinado al circuito electrohidráulico que permite vibrar el árbol.

Circuito electrohidráulico. Los mandos manuales del sistema desarrollado fueron

sustituidos por mandos eléctricos, como se muestra en la Figura 5.

El solenoide 1 activa el cilindro de agarre al tallo y el solenoide 2 activa el motor hidráulico de la excéntrica. Como las válvulas On/Off para control del cilindro y del motor hidráulicos se activan a través de solenoides que tienen un voltaje de alimentación de 12V, estos son manejados con relés. Para el control de la velocidad del motor hidráulico se utilizó una válvula proporcional (Figura 5).



Figura 3.
Equipo para aplicar vibraciones circulares al árbol de café

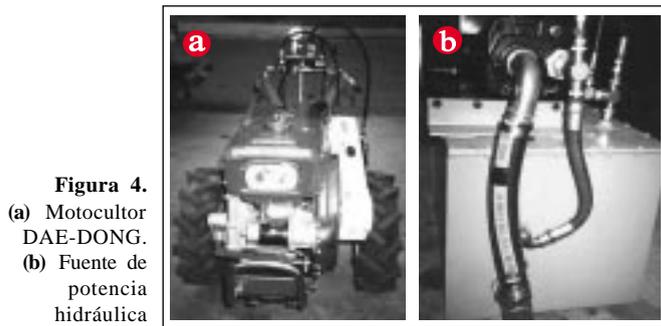


Figura 4.
(a) Motocultor DAE-DONG.
(b) Fuente de potencia hidráulica

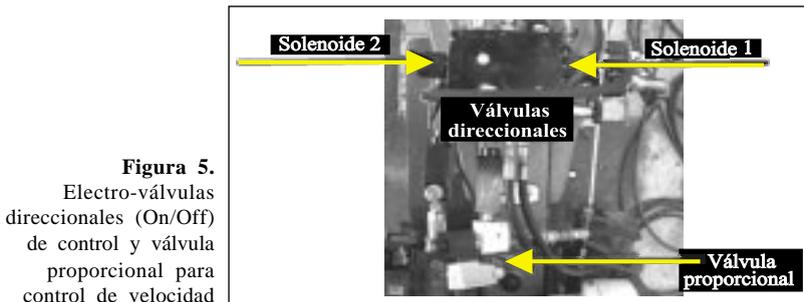


Figura 5.
Electro-válvulas direccionales (On/Off) de control y válvula proporcional para control de velocidad

Control de la excéntrica. Para variar la excentricidad de la masa rotante se diseñó y construyó un sistema electro-mecánico (Figura 6). Esto se consiguió electrónicamente a través de un motor paso a paso, provisto de un tornillo de rosca fina en el eje, que al girar desplaza la masa y por tanto hace variar su centro de masas (excentricidad).

El diseño se realizó en AutoCad. Se determinó el centro de masas del dispositivo diseñado y se simuló su trayectoria alrededor del eje de rotación.

El motor paso a paso está provisto de dos bobinas, que permiten avanzar 200 pasos por revolución. Los motores paso a paso de dos

bobinas requieren alimentación de potencia positiva y negativa. El circuito de potencia que alimenta las bobinas está compuesto por un puente de transistores que permite aplicar las dos polaridades. La secuencia que se debe aplicar al puente de transistores, para tener una operación normal de 4 pasos en el motor, es generada a través de Software. La Figura 7 muestra la masa de excentricidad variable construida, ubicada sobre el eje del motor hidráulico.

Para llevar las señales de control hasta el motor paso a paso se instaló un sistema de escobillas (Figura 7) con una parte fija y una móvil.

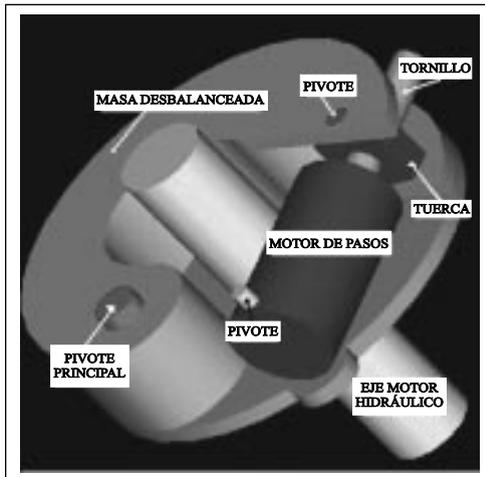


Figura 6.
Imagen virtual de un vibrador orbital con excentricidad variable



Figura 7.
Masa de excentricidad variable acoplada al equipo vibrador

Medición de las aceleraciones en el árbol. La aceleración es la componente de vibración más comúnmente medida. Las demás componentes (velocidad y desplazamiento) se determinan empleando métodos de integración. Para el presente trabajo se emplearon acelerómetros *Analog Devices*, del tipo *MEMS* (micromaquinado superficial) con intervalos de operación entre 0 y 50g y entre 0 y 100g. Estos acelerómetros se fabrican mediante un proceso de micromaquinado superficial, lo cual permite que todos los circuitos de acondicionamiento de la señal puedan incluirse dentro del mismo chip junto al sensor. Estos sensores presentan ventajas en cuanto a su simplicidad y fácil uso, son de bajo peso y tienen un consumo de corriente bajo. Los circuitos de acondicionamiento de señal están integrados junto al sensor en un solo circuito integrado. El circuito entrega una señal de voltaje proporcional a la aceleración entre 0 y 5V. El

circuito integrado sólo requiere un voltaje de alimentación de 5V. En la Figura 8 se observa la ubicación de los sensores en el árbol (base, punto medio, copa y rama).

Control de frecuencia de vibración. Para controlar la frecuencia de vibración se diseñó un sistema de lazo cerrado que permite mantener la velocidad del motor hidráulico (frecuencia de vibración) en un valor previamente establecido. El control de la velocidad se hizo por medio de una válvula proporcional (Figura 5) que controla el flujo de aceite que pasa por el motor.

Con el modelo matemático del sistema se hicieron simulaciones de controladores del tipo proporcional-integral-derivativo para diferentes valores de las constantes. Para medir la velocidad en el eje del motor se utilizó un sensor inductivo (Figura 9) que entrega un pulso por



Figura 8.
Ubicación de los
acelerómetros en
el árbol

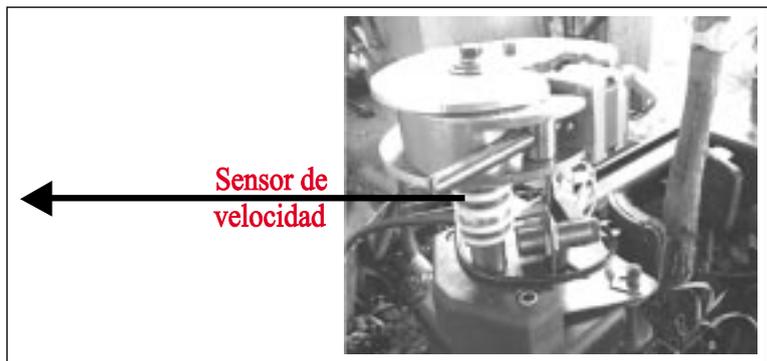


Figura 9.
Sensor
inductivo para
medir velocidad

revolución. Para efectos del control se diseñó un circuito conversor de frecuencia a voltaje, para tener una frecuencia de muestreo alta.

Se implementó una estrategia de control PID discreto en LabView. La señal de control de acuerdo al error según Ogata (10), es:

$$u(kT) = k_p e(kT) + k_i (u_i(kT))T + k_d \frac{e(kT) - e((k-1)T)}{T}$$

<< 4 >>

donde:

$$u_i(kT) = (e(kT))T + u_i((k-1)T)$$

u = señal de control (voltios)

e = error (voltios)

T = período de muestreo (s)

k_p, k_i, k_d = ganancias del controlador.

k = factor del tiempo (0, 1, 2, 3... hasta el tamaño de la muestra)

Se ensayó una estrategia de control PID donde la señal de control derivativa no depende del error sino de la señal de salida (3), así:

$$U_d(s) = -\frac{K_p T_d}{1 + s T_d / 20} Y(s)$$

<< 5 >>

donde:

U_d = acción de control derivativa

$T_d = k_d / k_p$

Y = salida (velocidad)

Definición de los tipos de señales del proceso de control. Se describen a continuación las señales de entrada (sensores) y salida (actuadores) que se usaron dentro del desarrollo del trabajo.

Señales de entrada.

- 8 señales de aceleración (formato: 0 – 5V).
- 1 señal de velocidad (formato: 0 – 5V).

Señales de salida.

- 2 señales digitales para activación del cilindro hidráulico (On/Off) y del motor hidráulico (On/Off).

- 1 señal análoga para válvula proporcional (formato 0 - 10V).

- 4 líneas digitales usadas como palabra de control para un motor paso a paso encargado de variar la excentricidad.

Tarjeta de adquisición de datos. En la Tabla 1 se describen las características del equipo de adquisición de datos a utilizar teniendo en cuenta la cantidad y el tipo de señales empleadas en el proceso descrito.

Tabla 1. Equipo de adquisición de datos

Descripción	Imagen	Características básicas
DaqBook/100 Omega Inc.		12-bit, 16 AI (SE), 2 AO, 24 D I/O, 100 ks/s, operación con batería. 5 E/S Timer/Counter

Programas. La Figura 10 muestra el diagrama de flujo del programa.

En la Figura 11 se observa el panel frontal del programa elaborado en LabView para el proceso de automatización y control de vibración.

La Figura 12 muestra el equipo empleado en la automatización del sistema para aplicar vibraciones circulares al tallo de café. Se presenta el módulo de acondicionamiento de señales para la comunicación del PC con el mundo exterior.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Actualmente se evalúa el sistema para el control de vibraciones diseñado, en condiciones de campo. Se espera disminuir el daño a la corteza en el punto de acople del vibrador y el desprendimiento de frutos inmaduros.

Se presentan los resultados obtenidos en el desarrollo del presente trabajo en cuanto a

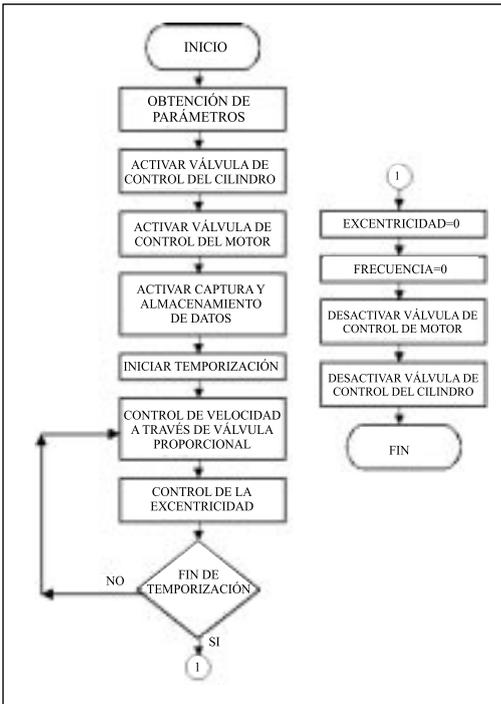


Figura 10. Diagrama de flujo del programa

control de la frecuencia de vibración y medición de aceleración en el árbol.

Control de velocidad. En la Figura 13 se presenta el comportamiento de la velocidad durante 20 segundos de vibración de un árbol, para distintas frecuencias de referencia al correr el programa principal con el equipo acoplado al árbol, para $k_p = 2$; $k_i = 1$; $k_d \approx 0$.

Las oscilaciones de la velocidad en estado permanente alrededor del valor de referencia no superan el 3%, lo cual es satisfactorio para el sistema.

Al introducir valores de ganancia derivativa del orden de 0,1 o superiores, ocurren oscilaciones indeseables en la velocidad alrededor del valor de referencia. Esto se muestra en la Figura 14 y se debe a que la acción de control derivativa amplifica ruido presente en la señal de velocidad leída.

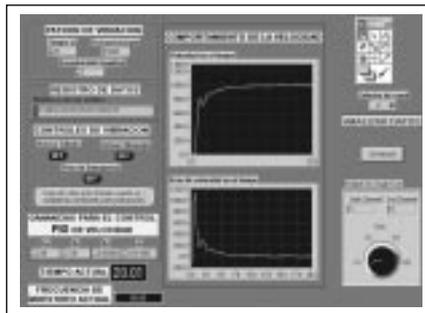


Figura 11. Programa en LabView (panel frontal)



Figura 12. Sistema de automatización basado en PC

Este problema se corrige aplicando el control derivativo (Figura 15) sobre la señal de salida, en lugar de hacerlo sobre el error, (ecuación <<5>>). Se observa que el comportamiento en estado permanente es satisfactorio, si la ganancia derivativa se encuentra entre 0 y 1. Nótese que en <<5>> se ha introducido un filtro pasabajos para evitar amplificación de ruido a altas frecuencias.

Las ganancias más favorables para el control de la velocidad empleando una estrategia PID, de acuerdo con la ecuación <<4>>, son: $1 \leq$

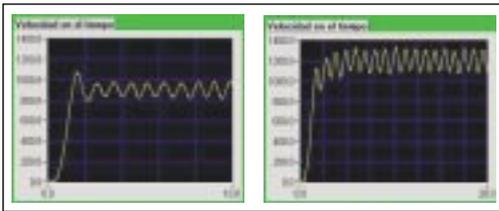


Figura 13. Comportamiento de la velocidad, para valores de referencia de 1200 y 800rpm, respectivamente

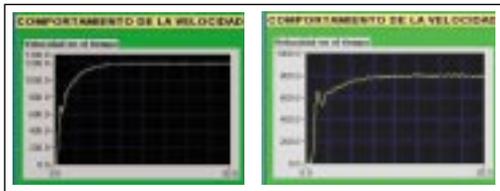


Figura 14. Comportamiento oscilatorio de la velocidad para $1 \leq k_p \leq 4$, $0 < k_i \leq 1$ y $0,1 < k_d \leq 1$

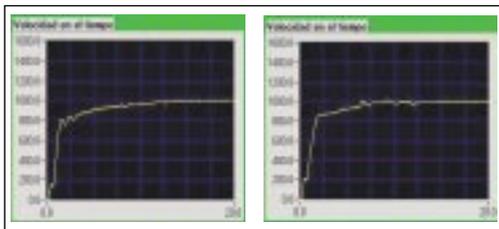


Figura 15. Comportamiento de la velocidad al introducir una señal de control derivativa según <<5>> para $0 < k_d \leq 1$

$k_p \leq 2$, $k_i = 1$ y $k_d \approx 0$, y de acuerdo con <<5>> son $1 \leq k_p \leq 3$, $0 < k_i \leq 1$ y $0 < k_d \leq 1$.

Medida de aceleraciones en el árbol. En la Figura 16 se presenta la aceleración en los dominios del tiempo y de la frecuencia experimentada por el tallo del árbol en el punto de acople, cuando el equipo está girando a una velocidad de 1200rpm, a mínima excentricidad.

Los desplazamientos obtenidos a esta velocidad y con mínima excentricidad no superan los 3mm (Figura 17).

En la Figura 18 se muestra la aceleración medida en el árbol (punto de acople) en los dominios del tiempo y de la frecuencia, cuando el equipo estaba girando a 1000rpm, con una excentricidad mayor.

Comparando estos valores con los obtenidos en la Figura 16 para una excentricidad más pequeña se observa que la magnitud de las

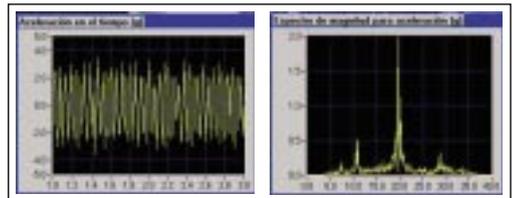


Figura 16. Aceleraciones sufridas por el tallo para una velocidad de 1200rpm, en el punto de acople a mínima excentricidad.

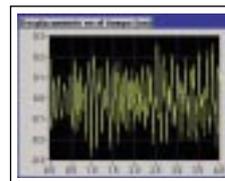


Figura 17. Desplazamiento en el punto de acople para velocidad de 1200rpm con mínima excentricidad.

aceleraciones se ha incrementado. A medida que se aumenta la excentricidad, la aceleración incrementa su valor. Los desplazamientos son de 4mm.

Períodos transitorios de vibración. De las medidas de aceleraciones tomadas para el vibrador circular puede observarse que en el tronco de café los desplazamientos al inicio y al final de la vibración son mínimos (Figura 19).

Los resultados obtenidos indican que con el vibrador con excentricidad variable diseñado no se generan excitaciones de bajas frecuencias que puedan causar fatiga en la corteza y desprendimiento de frutos verdes.

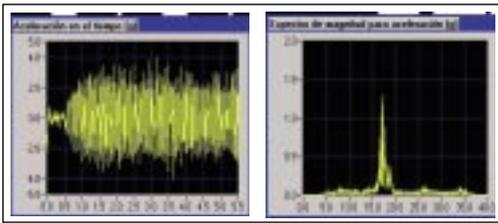


Figura 18. Aceleraciones en el tallo para una velocidad de 1000rpm, en el punto de acople a excentricidad de 5 vueltas.

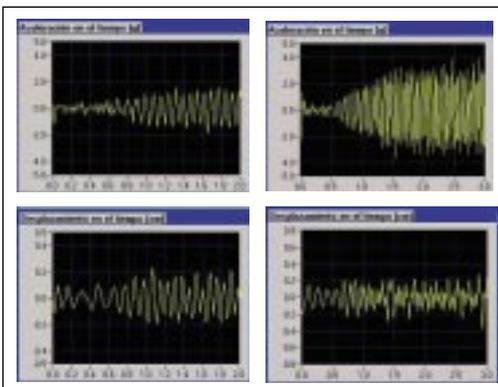


Figura 19. Períodos transitorios muy bajos con el sistema automatizado

LITERATURA CITADA

1. AFFELDT, H. A.; BROWN, G.K.; GERRISH, J. B.; ESCH, T.A. Elimination of adverse dynamic shaker loading on fruit and nut trees. *Transactions of ASAE* 31(6): 1649-1655. 1998
2. ARISTIZÁBAL T., I.D.; OLIVEROS T., C.E.; ALVAREZ M., F. Cosecha mecánica del café mediante vibraciones multidireccionales. *Cenicafé* 50 (3): 173-182. 1999.
3. ASTROM, K.; HAGGLUND, T. *PID controllers: Theory, design, and tuning.* Boston, ISA Press, 1994. 351p.
4. CIRO V., H. J. Estudio dinámico de la rama de café en la cosecha mecánica por vibración. Medellín, Universidad Nacional de Colombia, 1997. 98 p. (Tesis: Ingeniero Agrícola).
5. FRIDLEY, R.B.; YUNG, C. Computer analysis of fruit detachment during tree shaking. *Transactions of the ASAE* 18 (3): 475-481. 1975
6. GIL S., J. *Elementos hidráulicos en los tractores y máquinas agrícolas.* 2. ed. Madrid, Ediciones Mundi – Prensa, 1998. 256 p.
7. GRANJA F., J.J. Diseño y construcción de un equipo para aplicar vibración multidireccional al tallo del café. Chinchiná, Cenicafé, 2000. 90 p.
8. MARTÍNEZ R., A.; MORALES F., A.; GÓMEZ, A.D.; ALOYSIUS, H.N. Determinación de los parámetros de un órgano de trabajo para la cosecha mecanizada del café por vibración. *Revista Ciencias Agropecuarias* 2(3): 27-44. 1989.
9. NORRIS, C.P. Mechanisation of the harvesting of coffee. In: BAKER, P.S. (Ed). *Coffee Futures.* Chinchiná, CABI-FEDERACAFE-USDA-ICO, 2001. p. 44-55.
10. OGATA, K. *Ingeniería de control moderna.* 2. ed. Naucalpan de Juárez, Prentice Hall, 1993. p. 98 – 158, 194 – 202, 277 - 275.
11. ORTIZ C., J. Cosecha mecanizada de frutas por el método de vibraciones forzadas. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias* 6 (1): 76-84. 1996.

12. ORTIZ C., J.; GIL S., J. Diseño de vibradores de tronco para la recolección de la aceituna. *In: Inv. Agrar.: Prod. Prot. Veg.* 1 (1): 65-84. 1986.
 13. RAMÍREZ V., C. M. Desarrollo y evaluación de un cosechador de café por vibración circular. Medellín, Universidad Nacional de Colombia, 1999. 185 p. (Tesis: Ingeniero Agrícola).
 14. TOMBESI, A. Physiological and mechanical advances in olive harvesting. *Acta Horticulturae* No. 286:399-412. 1990.
 15. YUNG, C.; WANG, J.K. Response of coffee laterals to circular base motion. *Transactions of the ASAE* 12 (5): 580-583. 1969
 16. WANG, J. K. Mechanical coffee harvesting (Part A, B). *Transactions of the ASAE* 8 (3):400-405. 1965 *Técnicas Agropecuarias* 6 (1): 76-84. 1996.
12. ORTIZ C., J.; GIL S., J. Diseño de vibradores de tronco para la recolección de la aceituna. *In: Inv. Agrar.: Prod. Prot. Veg.* 1 (1): 65-84. 1986.
 13. RAMÍREZ C. M. Desarrollo y Evaluación de un cosechador de café por vibración circular. Medellín, Universidad Nacional de Colombia, 1999. 185 p. (Tesis: Ingeniero Agrícola).
 14. TOMBESI, A. Physiological and mechanical advances in olive harvesting. *Acta horticultural* #286. 1990.
 15. YUNG C.; WANG J.K. Response of coffee laterals to circular base motion. *Transactions of the ASAE* 12 (5): 580-583. 1969
 16. WANG J. K. Mechanical coffee harvesting (Part A, B). *Transactions of the ASAE* 8 (3):400-405. 1965